



Espacenet

Bibliographic data: JP 11064122 (A)

STRESS CALCULATING METHOD IN HOLLOW ROLL AND MANUFACTURE OF HOLLOW ROLL BY USE OF THIS

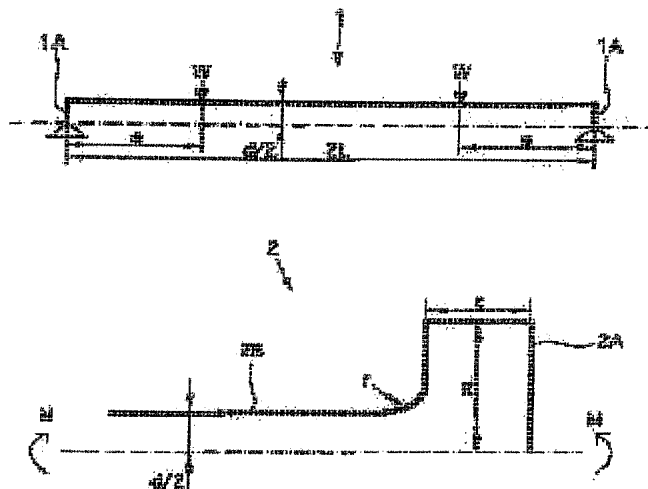
Publication date: 1999-03-05
Inventor(s): ABURA KOICHIRO ±
Applicant(s): SUMITOMO METAL IND ±

Classification:
International: B21B27/00; B21C51/00; F16C13/00; G01L1/00; G06F17/50; G06F19/00; G06Q50/00; G06F17/00; (IPC1-7): B21B27/00; B21C51/00; F16C13/00; G01L1/00; G06F17/00; G06F17/50
- European:

Application number: JP19970227795 19970825
Priority number (s): JP19970227795 19970825

Abstract of JP 11064122 (A)

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent the breaking trouble of a shaft part and the damage by operation stop by calculating the stress added to the shaft part in the corner part between the shaft part and a panel board part, taking the stress concentration in the corner part into consideration.
SOLUTION: When the stress of the corner part between a shaft part and a panel board part in a two-shaft type hollow roll, stress concentration is taken into consideration. Namely, it can be calculated from stress σ_0 = coefficient of stress concentration $\alpha \times$ load stress σ_0 . When a concentrated stress σ_0 is added to the position of a length (a) from both end surfaces. 1A in a double end supported hollow roll with a diameter (d) and a length 2L, the load stress σ_0 in the part (a) can be determined by the expression I. M represents the bending moment in the point (a). When the hollow roll is a stepped round shaft 2 (R: the radius of a major diameter part 2A, t: the width of the major diameter part 2A, d: the diameter of a minor diameter part 2B, r: the curvature radius of the corner part between the major and minor diameter parts 2A, 2B), the coefficient of stress concentration α when the bending moment M is added can be determined by the expression II. In the expression, Const is constant, (f), (g), and (h) represent functions of parameters r/d, R/d, t/D.



$$\sigma_0 = \frac{d}{2} \frac{64}{\pi d^3} M = \frac{32 M a}{\pi d^3} \quad \text{I}$$

$$\alpha = 1 = \text{Const} \cdot f\left(\frac{r}{d}\right) \cdot g\left(\frac{R}{d}\right) \cdot h\left(\frac{t}{d}\right) \quad \text{II}$$

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-64122

(43) 公開日 平成11年(1999) 3月5日

(51) Int.Cl.⁶

識別記号

F I

G 0 1 L 1/00

C 0 1 L 1/00

Z

B 2 1 B 27/00

B 2 1 B 27/00

A

B 2 1 C 51/00

B 2 1 C 51/00

C

F 1 6 C 13/00

F 1 6 C 13/00

Z

G 0 6 F 17/50

G 0 6 F 15/60

6 8 0 Z

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 10 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願平9-227795

(22) 出願日

平成9年(1997) 8月25日

(71) 出願人 000002118

住友金属工業株式会社

大阪府大阪市中央区北浜4丁目5番33号

(72) 発明者 油 浩一郎

茨城県鹿嶋市大字光3番地 住友金属工業

株式会社鹿島製鉄所内

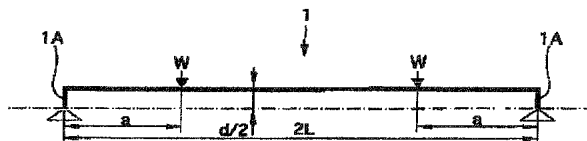
(74) 代理人 弁理士 永井 義久

(54) 【発明の名称】 中空ロールにおける応力計算方法およびこれを用いた中空ロールの製造方法

(57) 【要約】

【課題】 軸と鏡板とのコーナー部分の軸に加わる応力を正確に求める。

【解決手段】 管状のロールシェル10Aの両端のそれぞれに、軸方向に離間する外側の鏡板11Aおよび内側の鏡板11Bと、これら外側および内側の鏡板11A、11Bに溶接された軸12とを備えており、両軸12、12が別体とされた中空ロールにおける、軸12と外側の鏡板11Aとのコーナー部分にて軸部に加わる応力を、当該コーナー部分での軸部に加わる負荷応力 σ_0 と、外側の鏡板11Aの厚さ t 、ロールシェル10Aの内径 R 、コーナー部分の曲率半径 r および軸12の直径 d の関数として表される応力集中係数 α とを乗じて算出する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】両端のそれぞれに、少なくとも1枚の鏡板部およびこれに一体をなす軸部を有し、かつ両軸が別体とされた中空ロールにおける、

前記軸部と前記鏡板部とのコーナー部分にて軸部に加わる応力を、当該コーナー部分における応力集中を加味して算出することを特徴とする中空ロールにおける応力計算方法。

【請求項2】前記コーナー部分にて軸部に加わる負荷応力と、少なくとも、前記鏡板部の厚さ、前記鏡板部の半径、前記コーナー部分の曲率半径および前記軸の軸径の関数として表される応力集中係数とに基づいて、前記コーナー部分での軸部に加わる応力を算出する請求項1記載の中空ロールにおける応力計算方法。

【請求項3】両端のそれぞれに、少なくとも1枚の鏡板部およびこれに一体をなす軸部を有し、かつ両軸が別体とされた中空ロールの製造方法であって、前記軸部と前記鏡板部とのコーナー部分における応力集中が加味された、前記コーナー部分にて軸部に加わる応力と前記中空ロールの寸法との関係に基づいて、前記コーナー部分にて軸部に加わる応力が許容応力以下となるように前記中空ロールの寸法を定め、この寸法に従い中空ロールを製造することを特徴とする中空ロールの製造方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えば薄板プロセスラインで用いるブライドルロールや、ルーパロール等の中空ロールのうち、両端のそれぞれに、少なくとも1枚の鏡板部およびこれに一体をなす軸部を有し、かつ両軸が別体とされた中空ロールにおける、軸部と鏡板部とのコーナー部分にて軸部に加わる応力を計算するための中空ロールにおける応力計算方法およびこれを用いた中空ロールの製造方法に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、この種の中空ロールとしては、図18～図20に示すように大別して3種類の構造のものがあつた。図18に示す中空ロール100は、両端面をなす各1枚の鏡板101、101と、これらに貫通するように一体的に設けられた通し軸102とを備えるものである（以下、タイプAの中空ロールともいう）。図示例では、両端の鏡板101、101の各々に端面より外側に突出する外側軸102A、102Aが貫通状態で溶接され、これら外側軸102A、102Aの間に内部軸102Bが架け渡され固定されて、通し軸102が構成されている。

【0003】また、近年では低コスト化を図るために、両端のそれぞれに、少なくとも1枚の鏡板部およびこれに一体をなす軸部を有し、かつ両軸が別体とされた中空ロール（以下、2本軸タイプの中空ロールともいう）が

用いられるようになってきている。この例として図19に示す中空ロール110は、両端のそれぞれに、軸方向に離間する各2枚の鏡板111、111およびこれら鏡板111、111に溶接された軸112を備えており、両軸112、112が別体とされているものである（以下、タイプBの中空ロールともいう）。また、図20に示す中空ロール120は、回転軸方向の外側に突出する軸部121Aの形成された鏡板121を、両端面に各一つ備えるものである。（以下、タイプCの中空ロールともいう）。

【0004】ところで、これらの中空ロールを実際に使用した場合には鏡板と軸との接合部分に最大の応力が加わるため、ロールメーカーは当該接合部分に加わる応力を求め、これが許容応力以下になるようにロールを設計し作製している。従来、ロールメーカーは、タイプAの中空ロールについては「Lühr（ルアー）の式」を用いてロール強度を検討することにより設計を行っていた。このLührの式を図21に示すタイプAの中空ロールの計算用モデル130に適用した場合、鏡板131、131と鏡板ボス部131A、131Aとの各接合部における応力は次のように表される。

【0005】すなわち、いまロールシェル130Aの幅方向中央に集中荷重Wがかかる場合を考えると、軸受に対する反力 $W/2$ が外側軸132A、132Aの両端に作用することになり、軸受反力 $W/2$ により鏡板ボス部131A、131Aの各部分で各外側軸132A、132Aが受ける曲げモーメント M_0 は（1）式により表される。

$$M_0 = (L - a) W / 2 \quad \dots (1)$$

ここに、Lはロールシェル130Aの幅方向中心から軸受反力の作用点までの距離であり、aは鏡板131間の距離である。

【0006】また、曲げモーメント M_0 により鏡板131に作用する曲げモーメント M_F は（2-1）～（2-3）式で表される。

$$M_F = M_0 / (1 + G) \quad \dots (2-1)$$

$$G = K1 \cdot J / (a \cdot t^3) \quad \dots (2-2)$$

$$J = \pi \cdot d^4 / 64 \quad \dots (2-3)$$

ここに、K1は図22に示す関係より定まる値である。また、tは鏡板131、131の板厚であり、dは内部軸132bの半径である。

【0007】さらに、曲げモーメント M_F により各鏡板ボス部131A、131Aに作用する曲げ応力 σ_1 は（3）式で表される。

$$\sigma_1 = L1 \cdot M_F / (r_a \cdot t^2) \quad \dots (3)$$

ここに、L1は図22に示す関係より定まる値であり、また r_a は鏡板の半径である。

【0008】一方、各鏡板ボス部131A、131Aにおいて集中荷重Wにより生ずる直応力 σ_2 は（4）式で示される。

$$\sigma_2 = (W/2) / (2\pi r_i \cdot t) \quad \dots (4)$$

ここに、 r_i は鏡板ボス部の半径である。

【0009】以上より、の(1)～(3)式より各鏡板ボス部131A、131Aに作用する曲げ応力 σ_1 を求め、一方(4)式より各鏡板ボス部131A、131Aに生ずる直応力 σ_2 を求め、次記(5)式に示すようにこれらを加算することにより、鏡板131、131と鏡板ボス部131A、131Aとの各接合部における全応力 σ を算出することができる。

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 \quad \dots (5)$$

【0010】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、タイプBおよびタイプCのような2本軸タイプの中空ロールについては、前述のLuhrの式のような応力算出式が存在しなかった。したがって、従来、2本軸タイプの中空ロールについてもLuhrの式を用いて応力を算出しロール設計を行っていたが、その算出結果は正確なものではなく、設計・作製された中空ロールは実使用に耐えうる十分な強度を有していない場合があった。その結果、軸部と鏡

板部とのコーナー部分より亀裂が発生し、その亀裂に起因して軸部が折損するトラブルが多発していた。そして、かかるトラブルが発生すると操業停止を避けられず、計画生産量を達成できない等により多額の損害を被ることが問題となっていた。

【0011】本出願人は、表1に示すように、タイプBのロールにあつては図19中の110X部分およびタイプCのロールにあつては図20中の120X部分において亀裂が発生し軸部が折損するトラブルを過去に多数経験している。そして、軸折損トラブルを経験した中空ロールについて、Luhrの式およびFEM(有限要素法)解析の各々による応力算出を行ったところ、Luhrの式による応力算出結果は、FEM解析のそれと比較して30～50%もの誤差を有していた。尚、FEM解析による応力算出結果は、ロードセルを用いた応力実測結果に比べて誤差を10%程度しか有せず、極めて正確なものである。

【0012】

【表1】

ロール名	ロールタイプ	過去の折損本数	折損箇所	折損箇所の応力評価結果 (kg/mm ²)	
				Luhrの式	FEM解析
メッキセルシンクロール	C	1	図20の120X部	3.6	6.4
ホットブライドルロール	B	2	図19の110X部	14	10
W/Q シンクロール	C	1	図20の120X部	3.5	10
リンガーロール	B	1	図19の110X部	6.2	8.8

【0013】そこで、本発明の主たる課題は、2本軸タイプの中空ロールにおける軸部と鏡板部とのコーナー部分にて軸部に加わる応力を正確に算出することができる応力計算方法およびこれを用いた中空ロールの製造方法を提案し、もって軸部の折損トラブルの未然防止および操業停止による損害の未然回避を図ることにある。

【0014】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決した本発明は、両端のそれぞれに、少なくとも1枚の鏡板部およびこれに一体をなす軸部を有し、かつ両軸が別体とされた中空ロールにおける、前記軸部と前記鏡板部とのコーナー部分にて軸部に加わる応力を、当該コーナー部分における応力集中を加味して算出することを特徴とするものである。

【0015】より具体的には、前記コーナー部分での軸部に加わる負荷応力と、少なくとも、前記鏡板部の厚さ、前記鏡板部の半径、前記コーナー部分の曲率半径および前記軸の軸径の関数として表される応力集中係数とに基づいて、前記コーナー部分での軸部に加わる応力を算出することが提案される。

【0016】一方、上述の計算方法を中空ロールの製造

に適用した発明として、両端のそれぞれに、少なくとも1枚の鏡板部およびこれに一体をなす軸部を有し、かつ両軸が別体とされた中空ロールの製造方法であつて、前記軸部と前記鏡板部とのコーナー部分における応力集中を加味された、前記コーナー部分にて軸部に加わる応力と前記中空ロールの寸法との関係に基づいて、前記コーナー部分にて軸部に加わる応力が許容応力以下となるように前記中空ロールの寸法を定め、この寸法に従い中空ロールを製造することを特徴とする中空ロールの製造方法が提案される。

【0017】

【発明の実施の形態】本発明は、上述のように2本軸タイプの中空ロールにおいて、軸部と鏡板部とのコーナー部分での応力を算出するにあたり応力集中を加味するものである。すなわち、本発明に係る計算方法は基本的には次記(6)式で表される。

$$\text{応力} \sigma = \text{応力集中係数} \alpha \times \text{負荷応力} \sigma_0 \quad \dots (6)$$

したがって、この応力算出式において応力を求めるには、先ず応力集中係数 α および負荷応力 σ_0 を求める必要がある。また、同式を中空ロールの設計に用いるためには、これら応力集中係数 α および負荷応力 σ_0 のそれ

それをロール各部の寸法によって表し、それによって(6)式の右辺をロール各部の寸法によって表した応力算出式を得ることが必要である。以下では、かかる要請に従う応力算出式の導出手順について詳述する。

【0018】〔負荷応力の算出式〕図1は、2本軸タイプの中空ロールにおいて、軸と鏡板とのコーナー部分での負荷応力(曲げ応力) σ_0 を算出する式を導き出すための基本モデルを示している。いま直径 d 、長さ $2L$ の両端支持中空ロール1において、両端面1A、1Aから各々長さ a のところに集中荷重 W を加えた状態を考えると、 a の部分での負荷応力 σ_0 は次記(7)式で表すことができる。 M は a 点での曲げモーメントである。尚、 a は後述の図2または図3との対比において理解されるように中空ロールの端面から外側の鏡板までの距離を想定したものである。

【0019】

【数1】

$$\sigma_0 = \frac{d}{2} \frac{64}{\pi d^4} M = \frac{32Wa}{\pi d^3} \dots (1)$$

【0020】〔応力集中係数の算出式〕応力集中係数については、中空ロールを図2に示す段付き丸軸2(R:大径部2Aの半径、 t :大径部2Aの幅、 d :小径部2Bの直径、 r :大径部2Aと小径部2Bとのコーナー部の曲率半径)とみなして算出式を導出することができる。すなわち、段付き丸軸2に曲げモーメント M が加えられた場合、応力集中係数 α は次記(8)式で表すことができる。この式は、機械設計便覧(丸善)の260頁の図5-20および270頁の図5-22を参照してパラメータを定めたものである。

【0021】

【数2】

$$\alpha - 1 = C_{\text{const}} \cdot f\left(\frac{r}{d}\right) \cdot g\left(\frac{R}{d}\right) \cdot h\left(\frac{t}{d}\right) \dots (8)$$

【0022】ここに、 C_{const} は定数である。また、 f 、 g 、 h は、それぞれパラメータ r/d 、 R/d 、 t/d の関数である。

【0023】これらの各関数は、他の関数を一定として定めることができる。例えば $f(r/d)$ は、他の関数 $g(R/d)$ および $h(t/d)$ を一定として定める。具体的な定め方としては、FEMの解析やロードセルを用いた実測により r/d と α との関係を得て、これに相応する関数を例えば数学公式集から選択する方法がある。定数 C_{const} については、上述のように定めた各関数を(8)式に代入することにより得られる $f(r/d) \cdot g(R/d) \cdot h(t/d)$ と α との関係に基づき求めることができる。

〔応力算出式的具体例1;タイプBの中空ロールの場合〕図3は、前述のタイプBの中空ロール(図19参照)、すなわち管状のロールシェル10Aの両端のそれ

ぞれに、軸方向に離間する外側の鏡板11Aおよび内側の鏡板11Bと、これら外側および内側の鏡板11A、11Bに溶接された軸12とを備えており、両軸12、12が別体とされた中空ロールの計算用モデル10を示している。同図中、各記号は、下記に示すようにモデル各部の寸法等に対応している。

w : ロールシェル10Aの外周面に加わる幅方向に一樣な荷重

a : 軸12の支点から外側の鏡板11Aまでの軸方向長さ

b_1 : 外側の鏡板11Aから内側の鏡板11Bまでの長さ

b_2 : 内側の鏡板11Bからロールシェル10Aの幅方向中央までの長さ

c : 一樣荷重 w が加わる領域のロールシェル10A幅方向の長さ

d : 軸12と外側の鏡板11Aとのコーナー部近傍の軸12の直径

r : 軸12と外側の鏡板11Aとのコーナー部分の曲率半径

R : 外側鏡板の半径

t_1 : 外側の鏡板11Aの板厚

t_2 : 内側の鏡板11Bの板厚

L : 軸12の端からロールシェル10Aの幅方向中央までの長さ

したがって、このモデルにおける負荷応力 σ_0 は、前述の(7)式より、次のように表せる。 M は、 a 点における曲げモーメントである。

【0024】

【数3】

$$\sigma_0 = \frac{d}{2} \frac{64}{\pi d^4} M = \frac{32wca}{\pi d^3} \dots (9)$$

【0025】また応力集中係数 α の算出式を導出するために、先ず図3に示すモデル各部の寸法(a 、 b_1 、 b_2 、 c 、 d 、 r 、 R 、 t_1 、 t_2)の一つを変化させて他を一定とした場合の軸12と外側の鏡板11とのコーナー部分における軸12に加わる最大応力 σ_{max} をFEM解析により求める。解析例を図4~図12に示す。これらの解析結果より σ_{max} に影響するパラメータは a 、 d 、 r 、 R および t_1 であることが判る。次に、応力集中係数 α と r/d 、 R/D 、 t_1/d との関係を次のように求める。すなわち、FEM解析に用いた各寸法条件における負荷応力 σ_0 を前述の(9)式より求める。その結果求まる各寸法条件における負荷応力 σ_0 は、FEM解析により求めた最大応力にそれぞれ対応する。したがって、前述の(6)式より、各寸法条件における両応力の関係から各寸法条件における応力集中係数 α が求まる。そして、この結果より α と r/d 、 R/D 、 t_1/d との関係を求める。前述の解析例より求めた α と r/d 、 R/D 、 t_1/d の各々との関係をグラ

フ化したものを図13～15に示した。

【0026】かかる関係が求まったならば、各関係に相応する関数を数学公式集を参照して定めることにより、前述の(8)式の各関数が定まる。図13～15のグラフより関数 $f(r/d)$ 、 $g(R/d)$ 、 $h(t/D)$ を定めると次のようになる。

【0027】

【数4】

$$\left. \begin{aligned} f\left(\frac{r}{d}\right) &= \left(1 + 2\frac{r}{d}\right)^{-6} = \left(\frac{d}{d+2r}\right)^6 \\ g\left(\frac{R}{d}\right) &= \left(\frac{R}{d}\right)^{-0.15} = \left(\frac{d}{R}\right)^{0.15} \\ h\left(\frac{t}{d}\right) &= \left(1 + \frac{t}{d}\right)^{-4} = \left(\frac{d}{d+t}\right)^4 \end{aligned} \right\} \dots (10)$$

$$\alpha = 1 + 1.6 \left(\frac{R}{d}\right)^{0.15} \left(\frac{d}{d+2r}\right)^6 \left(\frac{d}{d+t}\right)^4 \dots (11)$$

【0030】以上のようにして導き出された、負荷応力 σ_0 の算出式(前述(9)式)と、応力集中係数 α の算出式(前述(11)式)とを、前述の(6)式に代入すれば、最大応力 σ_{max} を中空ロールの各部の寸法(a 、 d 、 r 、 R および t_1)で表現した応力算出式が得られる。

【0031】〔応力算出式の具体例2；タイプCの中空ロールの場合〕一方、図20に示すタイプCの中空ロールについても、図17に示すように、外側に突出する軸部21Aの形成された鏡板21を、ロールシェル20Aの両端面に各一つ備える計算用モデルを考えて、上述の具体例1と同様に応力算出式を導出することができる。

$$\alpha = 1 + 2.1 \left(\frac{R}{d}\right)^{0.1} \left(\frac{d}{d+2r}\right)^6 \left(\frac{d}{d+t}\right) \dots (13)$$

ただし、 $d/2 \geq 2t$ の場合

【0034】

【数8】

$$\alpha = 1 + 2.1 \left(\frac{R}{d}\right)^{0.1} \left(\frac{d}{d+2r}\right)^9 \left(\frac{d}{d+t}\right)^2 \dots (14)$$

ただし、 $d/2 < 2t$ の場合

【0035】ここに、 w ：ロールシェル20Aの外周面に加わる幅方向に一樣な荷重

a ：軸22の支点から鏡板21までの軸方向長さ

b ：鏡板21からロールシェル20Aの幅方向中央までの長さ

c ：一樣荷重 w が加わる領域のロールシェル20A幅方向の長さ

d ：軸22と鏡板21とのコーナー部近傍の軸22の直径

r ：軸22と鏡板21とのコーナー部分の曲率半径

【0028】しかる後、定められた各関数を(8)式に代入して得られる $f(r/d) \cdot g(R/d) \cdot h(t/D)$ と α との関係に基づき定数 C_{nst} を定める。

(10)式の関係グラフ化したものを図16に示した。このグラフの傾きより定数 C_{nst} は1.6と定まるので、この値と(10)式の関数とを(8)式に代入すると、次のように応力集中係数 α の算出式が導出される。

【0029】

【数5】

負荷応力 σ_0 の算出式の導出結果を下記(12)式に示し、応力集中係数 α の算出式の導出結果を下記(13)式および(14)式に示す。この例の導出手順は前述した具体例の場合と同じであり、当業者にとっては容易に理解されることであるので、ここでは敢えて説明を省略する。

【0032】

【数6】

$$\sigma_0 = \frac{d}{2} \frac{64}{\pi d^4} M = \frac{32wca}{\pi d^3} \dots (12)$$

【0033】

【数7】

R ：鏡板21の半径

t ：外側の鏡板21の板厚

L ：軸22の端からロールシェル20Aの幅方向中央までの長さ

〔中空ロールの設計・製造への応用〕以上のようにして導出される本発明に係る応力算出式は、応力がロール各部の寸法によって表されているため、ロールの設計・製造にそのまま用いることが可能である。すなわち、タイプBのロールについては前述の負荷応力の算出式(9)および応力集中係数の算出式(11)を(6)式に代入

して得られる、最大応力 σ_{max} を中空ロールの各部の寸法で表現した応力算出式に基づき、最大応力 σ_{max} が許容応力よりも小さくなるようにロールの各部の寸法を定め、この寸法に従い中空ロールを製造することができる。

【0036】一方、タイプCのロールについても同様であって前記の負荷応力の式(12)および応力集中係数の式(13)または(14)を(6)式に代入して得られる応力算出式に基づき、最大応力 σ_{max} が許容応力よりも小さくなるようにロールの各部の寸法を定め、この寸法に従い中空ロールを製造することができる。

【0037】より具体的には、コーナー部分の曲率半径 r および鏡板の板厚 t (t_1)については最大応力と許容応力との比較より定め、これら以外の寸法(軸の支点から鏡板までの軸方向長さ a 、コーナー部分の軸の直径 d および鏡板の半径 R 等)については各設備の条件(処理鋼板の寸法、鋼板に加える張力等)より定めることができる。

【0038】次述の実施例において明らかなように本発明に係る応力算出式によれば正確な最大応力を求めることができるため、本発明に係る応力算出式を用いて設計することにより強度上問題の無い中空ロールを得ること

ができる。

【0039】〔実施例〕タイプBおよびタイプCのロールに該当するものであって、実際の工場設備に用いられている中空ロール(すなわちLuhrの式により設計したもの)を対象とし、上述の具体例1および2において示した応力算出式を用いて、軸と鏡板(タイプBでは外側の鏡板)とのコーナー部分における軸に加わる応力の計算を行った。また、比較例として同一条件でのFEM解析およびLuhrの式による応力計算も行った。

【0040】表2に実験対象とした中空ロールの名称、タイプ、寸法および過去の折損トラブルの有無を示す。尚「過去の折損トラブルの有無」は、Luhrの式により設計した中空ロールに関して本出願人が過去に折損トラブルを経験しているもの(有り)と経験していないもの(無し)とを表したものである。

【0041】また、応力計算結果を表3に示した。尚、同表中ロール寸法の記号は、タイプBのロールについては図3に示すモデルの各部寸法の記号に対応し、タイプCのロールについては図17に示すモデルの各部寸法の記号に対応している。

【0042】

【表2】

ロール名	ロールタイプ	ロール寸法(mm)	過去の折損トラブルの有無
ホットブライドルロール	B	$a=972, b_1=292, b_2=466, c=487, d=210, r=30, R=700, t_1=32, t_2=28$	有り
シンクロール	C	$a=619, b=870, c=500, d=210, r=24, R=940, t=75$	有り
電解脱脂シンクロール	C	$a=616, b=870, c=500, d=170, r=40, R=560, t=62$	有り
コンダクターロール	B	$a=624, b_1=218, b_2=657, c=500, d=320, r=50, R=970, t_1=100, t_2=10$	無し
シンクロール	C	$a=240, b=775, c=487, d=180, r=21, R=621, t=50$	無し

【0043】

【表3】

ロール名	最大応力 σ_{max} (kgf/mm ²)			FEM解析値に対する百分率誤差(%)		
	Luhrの式	FEM解析	本発明式	FEM解析	Luhrの式	本発明式
ホットブライドルロール	13.5	10.2	10.1	100	132	99
シンクロール	3.6	6.4	6.2	100	56	97
電解脱脂シンクロール	6.2	8	9.1	100	78	114
コンダクターロール	0.9	1.6	1.6	100	56	100
シンクロール	1.5	4.6	3.9	100	33	85

【0044】表3より計算結果について考察するに、先ずLuhrの式より求めた最大応力はFEM解析のそれに対して誤差が30~50%と非常に大きく、ばらつきも認

められる。しかも、計算例2~5に示されるように、Luhrの式より求めた最大応力はFEM解析のそれよりも小さくなる傾向が認められる。この傾向は、Luhrの式を用

いて2本軸タイプの中空ロールを設計する場合に、軸と鏡板とのコーナー部分における軸に加わる応力を少なく見積もってしまう可能性が大きいことを意味する。また、このように設計された中空ロールがコーナー部分の強度不足による軸折損を招くことは当業者にとっては容易に想像できることである。表2に示す折損トラブルの有無もこれを裏付けている。

【0045】これに対して本発明例では、FEM解析より求めた最大応力に対する誤差は約10%以下であり、食い違う傾向も見られない。したがって、本発明に係る応力算出式によれば、2本軸タイプの中空ロールにおいてFEM解析と同等の正確な応力値を求め得ることが判る。

【0046】

【発明の効果】以上のとおり、本発明によれば、2本軸タイプの中空ロールにおける軸部と鏡板部とのコーナー部分にて軸部に加わる応力を正確に算出することができ、もって軸部の折損トラブルの未然防止および操作停止による損害の未然回避を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】応力算出式の基本モデルを示す図である。

【図2】応力集中係数の算出式導出用モデルを示す図である。

【図3】タイプBの中空ロールの応力算出式導出用モデルを示す縦断面図である。

【図4】FEM解析結果である。

【図5】FEM解析結果である。

【図6】FEM解析結果である。

【図7】FEM解析結果である。

【図8】FEM解析結果である。

【図9】FEM解析結果である。

【図10】FEM解析結果である。

【図11】FEM解析結果である。

【図12】FEM解析結果である。

【図13】 r/d と $\alpha-1$ との関係を示すグラフである。

【図14】 R/d と $\alpha-1$ との関係を示すグラフである。

【図15】 t_1/d と $\alpha-1$ との関係を示すグラフである。

【図16】 $f(r/d) \cdot g(R/d) \cdot h(t/D)$ と α との関係を示すグラフである。

【図17】タイプCの中空ロールの応力算出式導出用モデルを示す縦断面図である。

【図18】タイプAの中空ロールを概略的に示す縦断面図である。

【図19】タイプBの中空ロールを概略的に示す縦断面図である。

【図20】タイプCの中空ロールを概略的に示す縦断面図である。

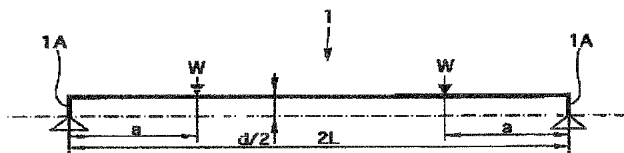
【図21】タイプAの中空ロールの応力算出式導出用モデルを示す縦断面図である。

【図22】 r_i/r_a と、 k_1 および L_1 の各々との関係を示すグラフである。

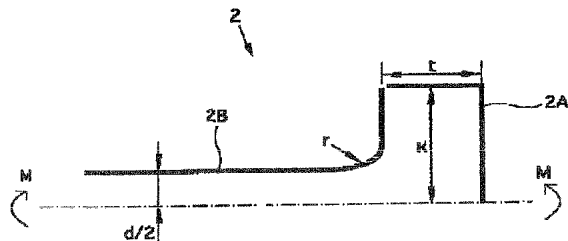
【符号の説明】

1…負荷応力算出式の導出用基本モデル、1A…鏡板、2…応力集中係数算出式の導出用モデル、2A…大径部、2B小径部、10…タイプBの中空ロールの応力算出式の導出用モデル、11A…外側鏡板、11B…内側鏡板、12…軸、20…タイプCの中空ロールの応力算出式の導出用モデル、21…鏡遺体、22…軸、100…タイプAの中空ロール、101…鏡板、102…軸、110…タイプBの中空ロール、111…鏡板、112…軸、120…タイプCの中空ロール、121…鏡板、122…鏡板部。

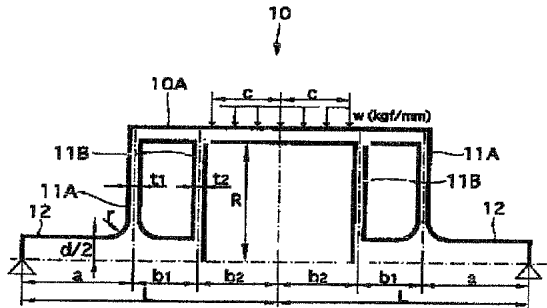
【図1】



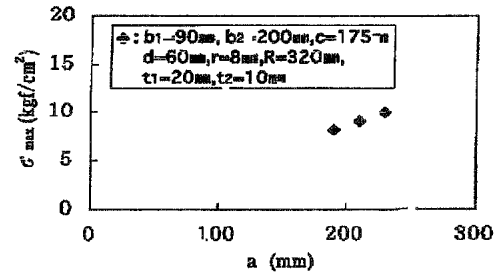
【図2】



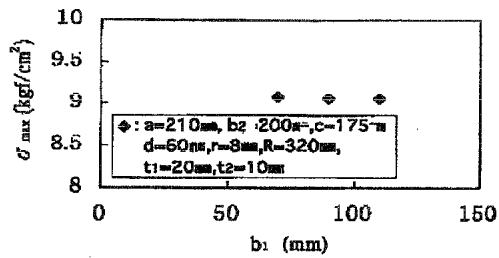
【図3】



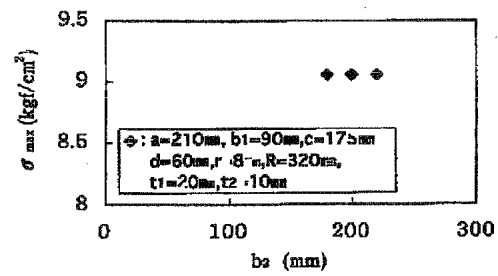
【図4】



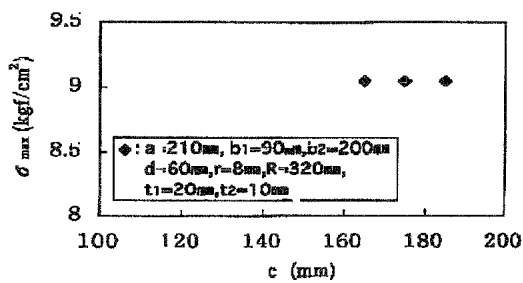
【図5】



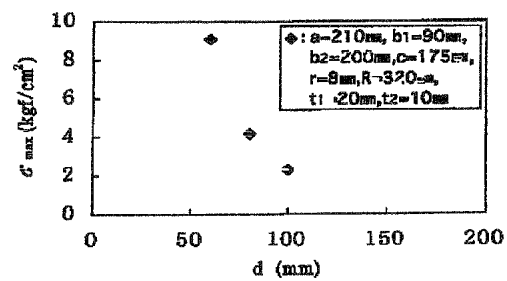
【図6】



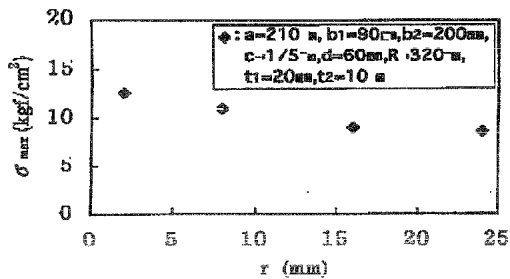
【図7】



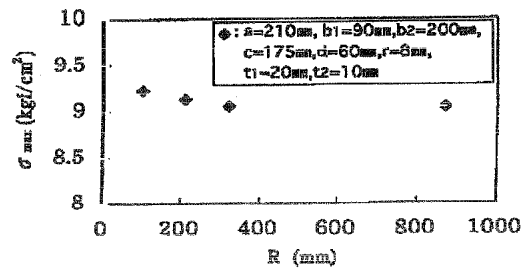
【図8】



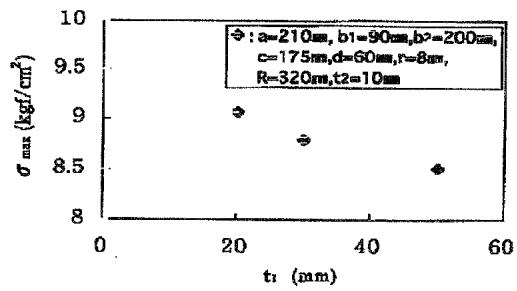
【図9】



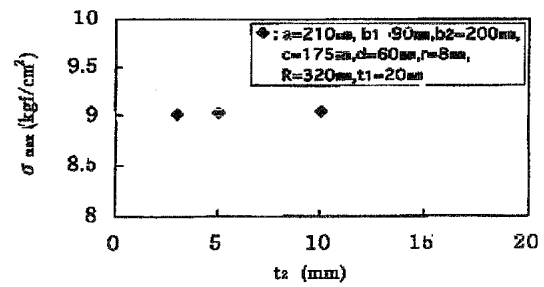
【図10】



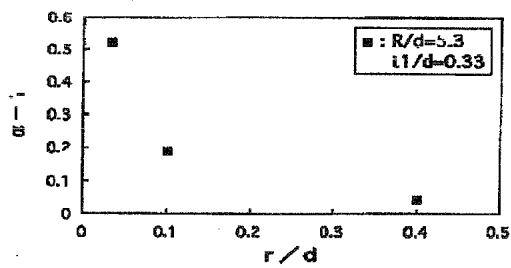
【図11】



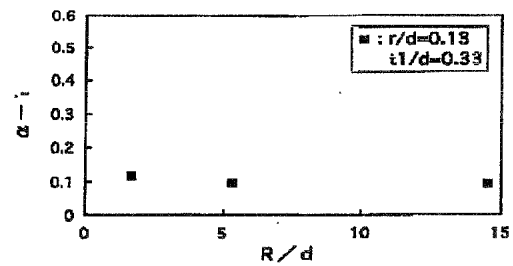
【図12】



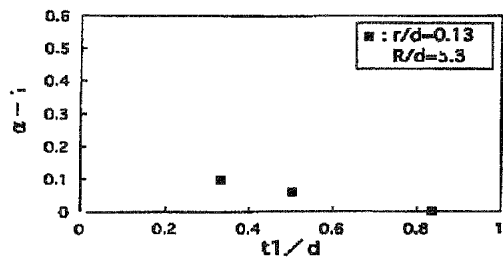
【図13】



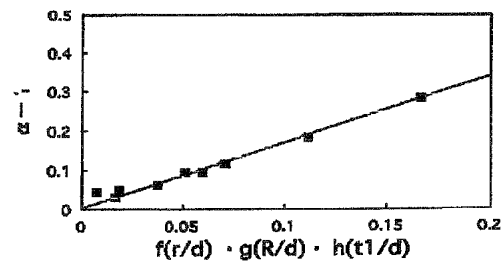
【図14】



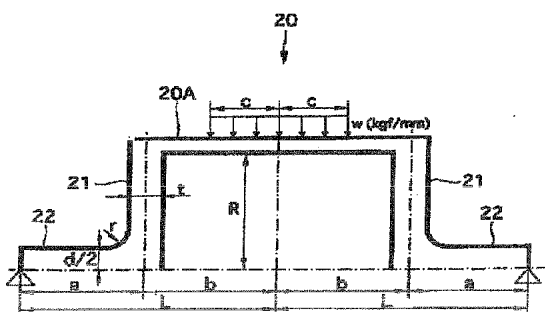
【図15】



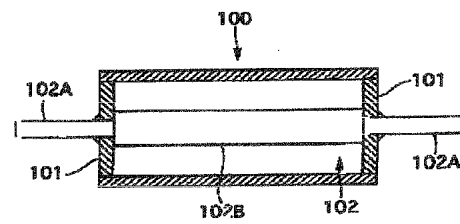
【図16】



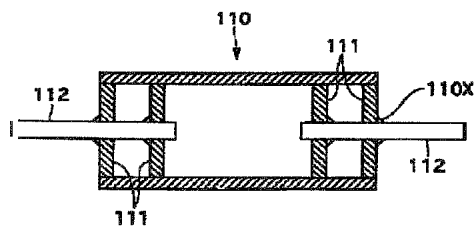
【図17】



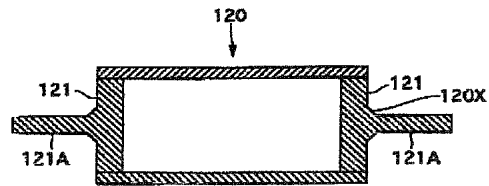
【図18】



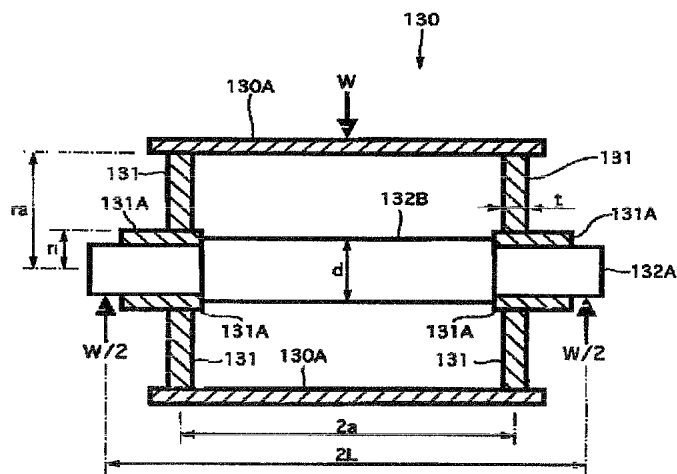
【図19】



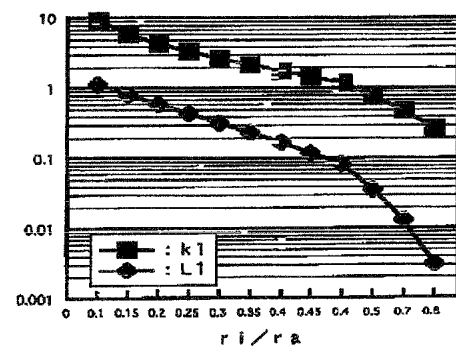
【図20】



【図21】



【図22】



フロントページの続き

(51)Int. Cl.⁶

// G 0 6 F 17/00

識別記号

F I

G 0 6 F 15/20

D